

Список літератури: 1. Деклараційний патент України на корисну модель №14284, МПК F03B 3/00. 2. Справочник по гидротурбинам. / Под ред. Н.Н.Ковалева –Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. – 496с. 3. Турбины гидравлические для гидроэлектростанций (сборник ОСТов) т.1.–Л.: 1986. –198с. 4. *Потетенко О.В., Панченко Н.С.* Вихревой характер движения жидкости в спиральной камере и межлопастных каналах направляющего аппарата высоконапорных радиально-осевых гидротурбин РО500 // Гидравл.машины. – Вып.7, 1978. 5. *Лойцянский Л.Г.* Механика жидкости и газа. – М.: Наука,1987. – 903 с. 6. *Топаж Г.И.* Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин. – Л.: Изд-во Ленинградского университета, 1989. – 208с. 7. *Шевченко Н.Г.* Разработка метода расчета и исследование потока в кольцевом затворе и плоских кольцах статора высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. Дис. на соиск. уч. степени к.т.н. Х., 1989. – 170с.

Поступила в редколлегию 23.09.2009

УДК 621.01:621.436

М. С. СВИНАРЕНКО, аспирант (НТУ «ХПИ»)

ПРОЕКТУВАННЯ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГАСИТЕЛІВ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ

Отримана залежність для визначення зміни об'єму проточної порожнини гасителя під час роботи його роботи в об'ємному гідроагрегаті. Розроблена методика проектування сильфонів та пружин, з урахуванням особливостей їх роботи у гідравлічних гасителях пульсацій тиску, яка забезпечує їх високу стійкість та надійність.

Dependence for definition of change of definition of a flowing cavity гасителя during its work in the volumetric hydrounit is received. The technique of designing сильфонов and springs in view of features of their work in hydraulic гасителях pulsations of pressure which provides their high stability and reliability is developed.

Вступ. Серед проблем які повинні бути вирішені при проектуванні гідравлічних гасителів пульсацій тиску, особливе місце займає питання правильного вибору параметрів пружних елементів. Високі динамічні навантаження таких елементів викликають необхідність врахування різносторонніх динамічних факторів, що в свою чергу приводить до необхідності уточнення деяких їх конструктивних параметрів, розрахованих за допомогою існуючих інженерних методик. Тому, існуючі методики їх проектування, в разі їх застосування для проектування гідравлічних гасителів пульсацій тиску, повинні бути доповнені аналізом коливальних явищ, які суттєво впливають на точність відтворення ними заданих функцій, та її утомлену міцність. Крім того при роботі пружних елементів в гідравлічних гасителях пульсацій тиску відбувається зміна об'єму їх проточних порожнин, яку необхідно враховувати при математичному описі робочих процесів, що відбуваються в гасителях. До пружних елементів що використовуються в гідравлічних гасителях пульсацій тиску відносяться сильфони, пружини і мембрани. Зауважимо, що в розробленому нами гідравлічному гасителі пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів [1] використовуються сильфони і пружини, тому основну увагу приділимо саме ним.

Аналіз публікацій. Питанням проектування пружин присвячена достатня кількість літературних робіт, наприклад [2 – 4]. За умовами праці пружини гідравлічних гасителів пульсацій тиску найбільш близькі до пружин паливної апаратури, проектуванню яких присвячені роботи таких вчених, як А.А. Грунауер, О.Л. Гри-

гор'єв, І.А. Ветшак, А.І. Дерієнко [4, 5], та ін. Однак навантаження таких пружин відрізняються від навантажень які притаманні пружинам паливної апаратури. Крім того, на такі пружини накладаються певні конструктивні обмеження, викликані особливістю конструкції гасителя. Отже доповнення існуючих методик проектування пружин, з урахуванням їх роботи у гасителі, є актуальною науково-технічною задачею.

Проектування сильфонів присвячені роботи [6 – 10] та ін. В роботах [8, 9] наведені загальні методики їх розрахунку та проектування, математичні залежності для визначення їх основних параметрів, розглянуто питання їх виготовлення. В роботі [9] зроблено докладний огляд методів розрахунку сильфонів. Однак, в цих роботах не наведено залежностей для визначення їх власних частот коливання, та зміни об'єму сильфону при пульсуючому навантаженні. В роботі [7] наведені диференційні рівняння, що описують зміну геометрії мембрани в процесі навантаження розв'язок яких здійснюється чисельним методом. Але використання цих рівнянь при визначенні зміни об'єму викликає великі труднощі. Таким чином доповнення існуючих методик проектування сильфонів, з урахуванням їх роботи у гасителі, є актуальною науково-технічною задачею.

Ціль і завдання дослідження. Ціллю даного дослідження є доповнення існуючих методик проектування сильфонів та пружин, з урахуванням особливостей їх роботи у гідравлічних гасителях пульсацій тиску. Вибір їх конструктивних параметрів, які забезпечили високу стійкість та надійність. Отримання залежності для визначення зміни об'єму їх проточних порожнин під час роботи.

Загальні зауваження, що до проектування пружних елементів гідравлічних гасителів пульсацій тиску. Пружні елементи в них знаходяться у проточних або глухих порожнинах та забезпечують часткове зменшення амплітуди пульсацій тиску робочої рідини, обумовленої пульсаціями витрати на виході із насоса і внаслідок створення опору в гідроагрегаті, за рахунок власних коливань та зміну об'єму порожнин. Сила, під дією якої відбувається деформація та коливання пружних елементів визначається за залежністю

$$P(t) = P_1(t) + P_{\text{осц}}(t), \quad (1)$$

де $P_1(t)$ – сила, обумовлена попередньою деформацією пружного елемента під дією постійної складової тиску в порожнині гасителя; $P_{\text{осц}}(t)$ – сила, обумовлена дією пульсації тиску в порожнині гасителя.

При визначенні параметрів пружного елемента, для забезпечення його міцності, обов'язково треба вимагати виконання умови відсутності резонансу. Умова міцності пружного елемента визначається з нерівності

$$\tau_{\text{пр}}(t) \leq \tau_{\text{пркр}}(t), \quad (2)$$

де $\tau_{\text{пр}}(t)$ і $\tau_{\text{пркр}}(t)$ – відповідно максимальна та критична дотичні напруження у пружному елементі.

Зауважимо, що для пружних елементів, які працюють при циклічних навантаженнях значення критичного дотичного напруження $\tau_{\text{пркр}}(t)$ повинно бути зменшено в залежності від коефіцієнта асиметрії циклу [11]

$$r = \tau_{\text{min}} / \tau_{\text{max}}$$

де τ_{\min} і τ_{\max} – відповідно мінімальне та максимальне дотичні напруження у пружному елементі при циклічному навантаженні.

Коефіцієнт зменшення критичного дотичного напруження визначають у залежності від числа циклів та коефіцієнта асиметрії за графіками, наведеними у довідковій літературі, наприклад довіднику [11]. Так як, точне визначення коефіцієнта запасу міцності ускладнено, для пружних елементів розтягнення-стиску, коефіцієнт запасу міцності беруть в межах від 1,8 до 2,2 [11].

Для виключення співудару гофрів сільфона чи витків пружини повинна виконуватися умова

$$v_{\text{пр0}} \leq v_{\text{пркр}}, \quad (3)$$

де $v_{\text{пр0}}$ – найбільша швидкість переміщення рухомого кінця пружного елемента; $v_{\text{пркр}}$ – критична швидкість його переміщення.

Серед усіх параметрів які характеризують роботу пружних елементів найважливішими є власні коливання, які не повинні співпадати з частотою вимушених коливань та перевищувати деякі критичні і розраховується для пружин та сільфонів за залежностями наведеними нижче.

Крім частоти коливань та міцності важливою характеристикою пружного елемента є його жорсткість. Зауважимо, що для отримання лінійної залежності жорсткості пружного елемента від його переміщення в гідравлічних пристроях використовують сумісну роботу декількох пружних елементів, для гідравлічних гасителів пульсацій тиску це розміщення в середині сільфона пружини, чи іншого сільфона. При розміщенні пружини всередині сільфона їх сумарна жорсткість визначається з залежності

$$c_{\Sigma} = c_{\text{пр}} + c_{\text{с}}, \quad (4)$$

де $c_{\text{пр}}$ і $c_{\text{с}}$ – відповідно жорсткість пружини і сільфона.

В тому випадку коли в всередині сільфоні гасителя розміщені пружини чи сільфони, які не контактують з дном сільфона в якому вони розміщені, в цьому випадку сумарна жорсткість на кожній ділянці визначається сумою жорсткостей працюючих елементів. Для отримання стабільних характеристик гасителів пульсацій тиску зміна сумарної жорсткості його пружних елементів при їх повинна бути незначною. Виходячи з вимоги мінімізації габаритів гасителя, кількість робочих гофрів сільфона чи витків пружини повинна бути невеликою, а діаметр якомога меншим.

Розрахунок пружини. Їх виготовляють у відповідності до ГОСТу 1071 – 81, чи ГОСТу 1435 – 99, та згідно з рекомендаціями наведеними у [12]. При використанні залежності (1) для розрахунку силу, під дією якої відбувається деформація та коливання пружин, треба мати на увазі, що для пружин які знаходяться під дією динамічних та змінних навантажень максимальна дотична напруга у пружині, розрахована для статичного режиму повинна бути збільшена на 20 – 60% [13]. При визначенні міцності пружини треба мати на увазі, що значення найбільшої та найменшої деформації пружини, не залежно від типу кріплення її кінців, відбувається біля її нерухомого кінця [5]. Тому саме в ньому виникає максимальне дотичне напруження, яке визначає міцність пружини. Дотичне напруження у пружині визначається за формулою [14]

$$\tau_{\text{пр}}(t) = \frac{8 D_{\text{пр}} K_w}{\pi d_{\text{пр}}^3} P(t), \quad (5)$$

де $\tau_{\text{пр}}(t)$ і $\tau_{\text{пркр}}(t)$ – відповідно максимальне та критичне дотичні напруження у пружині; K_w – коефіцієнт пропорційності [2]: $K_w = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c}$, а $c = \frac{D_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}}$.

Визначення сили $P_1(t)$, що входить до (1), для пружини, можна здійснити згідно залежності, наведеної в [3].

Критична швидкість переміщення рухомого кінця пружини визначається згідно залежності [12]

$$v_{\text{пркр}} = \frac{\tau_{\text{зпр}} \left(1 - \frac{P_{\text{пр2}}}{P_{\text{пр3}}} \right)}{\sqrt{2G_{\text{ст}}\rho_{\text{ст}}}}, \quad (6)$$

де $\tau_{\text{зпр}}$ – максимальне дотичне напруження крутіння; $P_{\text{пр2}}$ та $P_{\text{пр3}}$ – відповідно сили пружини при робочій та максимальній деформації; $\rho_{\text{ст}}$ – густина матеріалу пружини.

У [3], в рамках моделі гвинтового бруса, наведено методику визначення власних коливань пружини для різних типів кріплення, з урахуванням технологічних погрешностей їх виготовлення. Аналогічні залежності наведено і у [15], однак їх використання для визначення частоти коливань пружних елементів є не оправдано складним. Зауважимо, що на пружини діють сили внутрішнього тертя, яка, як відмічено у [5], в області частот менших ніж 10 кГц не виявляє суттєвого впливу на частоту коливань. Отже її впливом можна знехтувати. Власну частоту повздовжніх коливань пружини розраховують за формулою [2]

$$\omega_{\text{пр}} = \omega_{\text{пр0}} \frac{\left(4i^2 \right)}{\sqrt{1 + \frac{1}{1 + \mu_{\text{П}}} \cdot \frac{n^2}{4i^2}}}, \quad (7)$$

де n – номер гармоніки; i – число робочих витків пружини; $\mu_{\text{П}}$ – коефіцієнт Пуассона; $\omega_{\text{пр0}}$ – найменша власна частота повздовжніх коливань, яку розраховують згідно залежності:

$$\omega_{\text{пр0}} = \frac{d_{\text{пр}}}{D_{\text{пр}}^2 i} \sqrt{\frac{G_{\text{ст}} g}{2\gamma_{\text{пр}}}}, \quad (8)$$

де $d_{\text{пр}}$ та $D_{\text{пр}}$ – відповідно діаметр дроту та середній діаметр вітка пружини; $G_{\text{ст}}$ – модуль зсуву матеріалу пружного елемента; g – прискорення сили тяжіння; $\gamma_{\text{пр}}$ – питома вага матеріалу дроту.

Аналіз залежності (7) показує, що з ростом номера гармоніки n , відношення $\frac{\omega_{\text{пр}}}{n\omega_{\text{пр0}}}$ наближається до нуля, особливо для малої кількості витків, і як відмічено у [2], для перших трьох частот, при кількості витків $i \geq 8$, $\omega_{\text{пр}} \approx \omega_{\text{пр0}}$ і похибка не перевищує 5%, а для основної частоти таку похибку отримують вже при $i \geq 3$. Однак, треба мати на увазі, що похибка у розрахунках власної частоти коливань може виникнути із-за погрешності виготовлення та неточності механічних характеристик матеріалу.

При визначенні числа витків пружини, треба мати на увазі, що їх кількість на 1,5 – 2 витка повинна бути більшою, так як крайні витки, які стикаються з опорами, практично не приймають участь в деформації пружини. Монтаж пружини у сильфоні необхідно виконувати з деяким попереднім натягом. При роботі пружини її один кінець нерухомий, а інший рухається разом з дном сильфона, причому робочий хід повинен бути не меншим за робочий хід сильфона, а також не повинно відбуватися відриву її кінців.

Жорсткість пружини розраховують за формулою [16]

$$c_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{пр}} d_{\text{пр}}^4 H}{8 D_{\text{пр}}^3 n}, \quad (9)$$

де n – число робочих витків.

Розрахунок сильфонів. Їх виготовляють згідно з рекомендаціями, наведеними у [10]. Зазначимо, що значення найбільшого та найменшого напруження, яке визначає міцність сильфона, зазвичай, є вершина чи впадина гофра (рис. 1).

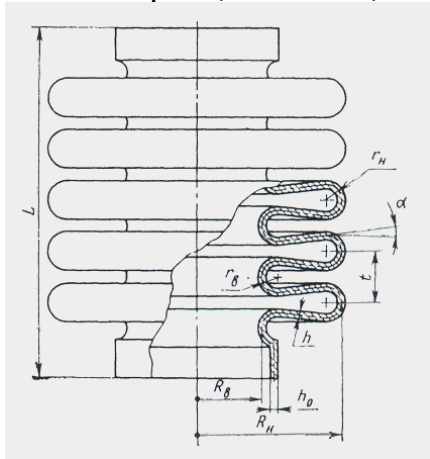


Рис. 1. Схема сильфона

Точне місце положення точки найбільшого напруження не визначено та залежить від багатьох чинників. У загальному випадку, еквівалентне напруження визначається за залежністю [9]

$$\tau_{\text{екв}}(t) = \sqrt{\tau_1(t)^2 + \tau_2(t)^2 - \tau_1(t)\tau_2(t)}, \quad (10)$$

де $\tau_1(t)$ і $\tau_2(t)$ – відповідно головні напруження в точках внутрішньої і зовнішньої поверхонь.

Власну частоту повздовжніх коливань сільфона знаходять з системи диференційних рівнянь [6]:

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x} + c(x_1 - x_2) + \beta(x_1 - x_2) &= F_0 \left[\frac{\delta_1}{2} \cos(\omega t + \varphi_{1/2}) - \delta_{3/2} \cos(\omega t + \varphi_{3/2}) \right]; \\
 m_1 \ddot{x} + c(2x_i - x_{i-1} - x_{i+1}) + \beta(2x_i - x_{i-1} - x_{i+1}) &= \\
 = F_0 [\delta_{i-1/2} \cos(\omega t + \varphi_{i-1/2}) - \delta_{i+1/2} \cos(\omega t + \varphi_{i+1/2})]; & \quad (11) \\
 m_n \ddot{x} + c(x_n - x_{n-1}) + \beta(x_n - x_{n-1}) &= \\
 = F_0 [\delta_{n-1/2} \cos(\omega t + \varphi_{n-1/2}) - \delta_{n+1/2} \cos(\omega t + \varphi_{n+1/2})].
 \end{aligned}$$

де m – маса рідини; x_i – переміщення i -ї маси; c – жорсткість гофра; β – коефіцієнт демпфування; p – кількість гофрів, які працюють; F_0 – амплітуда сили зриву; $\varphi_{i\pm 1/2}$ – зсув фаз сусідніх гофрів при коливаннях; δ_i – коефіцієнти, які розраховуються за залежностями, наведеними в [6].

Жорсткість сільфонів розраховують за формулою [8]

$$K_B = \frac{E h_0}{n(1-\mu^2)} \left(A_0 - \alpha A_1 + \alpha^2 A_2 + B \frac{h_0^2}{R_B^2} \right) \quad (12)$$

де A_0 , A_1 , A_2 , B – коефіцієнти, які залежать від геометрії сільфона та визначаються за залежностями наведеними в [8].

Для розрахунку змінного, під дією пульсуючого тиску $p(t)$ об'єму камери сільфона, нами пропонується використовувати наступну залежність

$$W(t)_C = \frac{\pi d_C^2 A_C}{4 c_C \Sigma} p(t). \quad (13)$$

де A_C – ефективна площа сільфона; $c_C \Sigma$ – жорсткість сільфона по тиску; t_C – крок гофрировки сільфона; δ_C і n_C – відповідно товщина стінки і кількість робочих гофрів сільфона.

Зауважимо, що при використанні двох, разом працюючих сільфонів, чи сільфона в якому розміщено пружину $c_C \Sigma$ визначається як їх сумарна жорсткість.

Метод розрахунку пружних елементів сільфонів складається з наступної послідовності дій:

1. Задаються геометричними розмірами сільфона, пружини, дроту, матеріалом, з якого їх виготовлено, термічною обробкою. Визначають їх взаємне розташування.
 2. Вибирають спосіб кріплення.
 3. Визначають жорсткість.
 4. Задаються параметрами пульсації тиску робочої рідини у гідроагрегаті та приймають закон зміни швидкості і деформації.
 5. Проводять перевірку виконання умови міцності.
- Якщо жорсткість пружини відповідає бажаній і виконується умова міцності, розрахунок закінчено. При невиконанні однієї з наведених вище умов повертаються до п. 1 і повторюють розрахунок.
6. Визначають частоту власних повздовжніх коливань.

Якщо частота власних повздовжніх коливань менше від частоти пульсацій тиску робочої рідини у гідроагрегаті, то при визначенні об'єму камери сильфона приймають, що він не залежить від пульсацій тиску робочої рідини у гідроагрегаті. Якщо ні, то для його розрахунку використовують, запропоновану нами, формулу (13).

Висновки. Таким чином, отримана нова залежність для визначення змінного, під дією пульсуючого тиску об'єму камери сильфона гідравлічних гасителів пульсацій тиску, яка може бути використана не тільки при проектуванні гідравлічних гасителів пульсацій тиску, а також інших гідравлічних пристроїв.

Розроблена інженера методика розрахунку та проектування пружних елементів гідравлічних гасителів пульсацій тиску, яка використана при проектуванні гідравлічного гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів.

Список літератури: 1. Патент 82336 Україна, МПК F16L 55/04. Гаситель колебаний рідини в трубопроводі. на винахід / Андренко П.М., Білокінь І.І., Стеценко Ю.М., Свиначенко М.С.; заявник і патентовласник СП ЗАТ “ХЕМЗ – ІРЕС” / – № 200504242; заявл. 04.05.2005; опубл. 10.04.2006. Бюл. № 7. 2. Хвингия М.В. Вибрация пружин. М.: Машиностроение, 1969 – 287 с. 3. Григорьев А.Л., Вештак И.А. Динамический анализ цилиндрической пружины при семетричных условиях закрепления ее крайних витков // Вісник ХДПУ, 1999. вип. 42. – С. 125 – 134. 4. Грунауэр А.А., Тартаковский И.И., Григорьев А.Л. О связи силы пружины с законом ее деформирования // Теория механизмов и машин, 1985 – Вып. 39 – С. 7 – 22. 5. Григорьев А.Л., Вештак И.А., Дерябенко А.И. Влияние трения на колебания цилиндрических пружин топливной системы дизеля // Вестник НТУ “ХПИ”, 2003, №1, т. 8. – С. 134 – 145. 6. Итбаев В.К., Скуратов Б.И., Федоров В.А., Янситова Н.А. Исследование предельных состояний сильфонных компенсаторов в условиях криогенных температур / Вестник УГАТУ, 2008. – № 1 (26), Т. 10. – С. 36 – 43. 7. Якушев В.Л., Кучерявенко Д.Г. Расчет сильфонов с учетом геометрической нелинейности // Электронный адрес: <http://www.ipdn.ru/rics/doc0/DB/b4/1-yak-k.htm>. 8. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчет упругих элементов приборов. – М.: Машиностроение, 1980. – 326 с. 9. Сильфоны. Расчет и проектирование. / Андреева Л.Е., Беседа А.И., Богданова Ю.А. и др. Под ред. Андреевой Л.Е. / – М.: Машиностроение, 1975. 156 с. 10. Андреева Л.Е. Упругие элементы приборов. Под ред. Феодосьева В.И. – МАШГИЗ, 1962. – 455 с. 11. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник. Под ред. Н.С. Ачеркана. – М.: Машиностроение, 1968. Т. 2. – 408 с. 12. Унифицированные пружины сжатия. Справочник. / Прохоренко И.Ф., Гавриленко Н.Г., Ильин А.Д., Томашев Л.А. – М.: Металлургия, 1982 – 646 с. 13. Любшиц М.И., Ицкович Г.М. Справочник по сопротивлению материалов. Изд. 2-е. – Минск: Вышэйш. Школа, 1969 – 464 с. 14. Григорьев А.Л., Вештак И.А. Проектирование пружин, испытывающих динамические нагрузки // Вісник ХДПУ, 1999. Вип. 65. – С. 122 – 128. 15. Григорьев А.Л., Дерябенко А.И. Операторные уравнения для определения частот собственных колебаний цилиндрической пружины // Високі технології в машинобудуванні. Збірник наукових праць НТУ “ХПІ”, 2001. Вип. 1. – С. 111 – 119. 16. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти томах. / Ред. В.Н. Челомей (пред.) – М.: Машиностроение, 1980. – Т. 3. Колебание машин, конструкций и их элементов. / Под ред. Ф.М. Дименберга и К.С. Колесникова. 1980. – 544 с.

Поступила в редколлегию 21.10.2009

УДК 62-82:62-83

І. М. ФЕДОРЕНКО, науковий співробітник (НТУ “ХПІ”, м. Харків)

РОЗРОБКА МЕХАТРОННОГО ГІДРОАГРЕГАТА З ГІБРИДНИМ КЕРУВАННЯМ ВИКОНАВЧИМ МЕХАНІЗМОМ

Приведены результаты аналитического обзора схемных решений современных мехатрон-